

чують визначення оптимальних режимів нагнітання рідини та гарантують ефективність імпульсної дії струменю при заповненні пор та тріщин у ґрунті.

Список літератури: 1. Ланис А.Л., Крицкий М.Я. Геотехническое обоснование упрочнения грунтовых оснований методом высоконапорной инъекции // Город и геологические опасности, Материалы Международной конференции. Часть II, С.-Пб., 2006. – С. 78 – 86. 2. Назаревич Б.Л. Проблеми пов'язані з влаштуванням горизонтальних гідроізоляцій при реставрації заволожених об'єктів / Зб. наук. пр. Діагностика, довговічність та реконструкція мостів і будівельних конструкцій. – Львів: Каменяр, 2004. – Вип. 6. – С. 97 – 107. 3. Ржаницын Б.А. Химическое закрепление грунтов в строительстве. – М.: Стройиздат, 1986. – 264 с. 4. А.с. 1273606, СССР, МКИ E21F 5/02. Генератор ударных импульсов / И.В. Коц, А.Ф. Пономарчук, Г.С. Ратушняк. – № 3848930/22-03.– Заявлено 24.01.85 // Открытия. Изобретения. – 1986. – № 4. 5. Эрих Камке. Справочник по обыкновенным дифференциальным уравнениям. – М.: Лань, 2003. – 643 с. 6. Константинов Ю.М., Гіжа О.О. Технічна механіка і газу. – К.: Вища школа, 2002. – 277 с.

Надійшла до редколегії 11.09.08

УДК 666.97.033.16

С.Б. СТОРОЖУК, І.В. КОЦ, канд. техн. наук,
Вінницький національний технічний університет

ВІБРОУДАРНА ПЛОЩАДКА ДЛЯ ЖОРСТКИХ БЕТОННИХ СУМІШЕЙ

Приведены результаты исследования динамики низкочастотной виброударной площадки с импульсным гидروприводом для формирования изделий из жестких бетонных смесей. Предложена научно обоснованная методика расчета основных параметров.

The research results of low-frequency vibroplatform with impulsive hydraulic drive for forming reinforced concrete wares are given. A scientifically founded method of computation of basic parameters is offered.

Актуальність. На сьогоднішній день ще недостатньо високоефективних технологій, які можуть бути застосовані для виготовлення різноманітних бетонних виробів складної конфігурації із жорстких бетонних сумішей.

У зв'язку з цим, виникла необхідність в створенні віброударних площадок, привід яких дозволяє без яких-небудь конструктивних змін в ньому, плавно регулювати робочі параметри коливань залежно від режиму, потрібного згідно технологічному процесу.

Аналіз останніх досліджень. Основним конструктивним вузлом, який визначає ефективність і надійність машин віброударної дії є їх привід. Серед відомих видів приводів найбільше розповсюдження як привід для устаткування віброударної дії, що використовується в будівельній та інших галузях промисловості, отримали механічні, пневматичні і гідравлічні [1 – 4]. Внаслідок різних конструктивних недоліків існуючі віброударні пристрої недостатньо задовольняють поставленим вимогам. Як показано у ряді публікацій гідравлічний привід має достатньо високу енергоємність і значну швидкодію, дозволяє легко змінювати параметри робочих ходів в процесі вибору оптимальних технологічних режимів [3, 4].

Формулювання мети дослідження. Дослідження направлені на вивчення особливостей і обґрунтування застосування нового типу віброударної площадки з гідроприводом, який управляється за величиною тиску в гідросистемі автоматичним гідророзподільвачем – двухходовим клапаном-пульсатором.

Виклад основного матеріалу. На рисунку приведена конструктивна схема одного віброблоку даної установки, який включає вібростіл 1, що пружно за допомогою пружин 2 і 3 зв'язаний з фундаментом. Електромагніт 4, закріплений на вібростолі здійснює зв'язок його з формою 5, в якій знаходиться ущільнюваний залізобетонний виріб 6. Крім того, вібростіл 1 жорстко зв'язаний за допомогою тяги 7 траверсою 8. Плунжер 9, встановлений на траверсі 8, входить в порожнину А корпусу гідроциліндра 10, який нерухомо закріплений на фундаменті. Порожнина А корпусу гідроциліндра 10 пов'язана з напірною магістраллю Н і насосом 11. До напірної магістралі за схемою запобіжного клапана підключений клапан-пульсатор 12. Працює пристрій таким чином. Під дією робочого тиску плунжер гідроциліндра 9 переміщується спільно з вібростолом 1 вниз, стискаючи при цьому пружини 3. Після досягнення в гідросистемі заданого тиску p_n , визначуваного настройкою клапана-пульсатора 12, відбувається його спрацювання і з'єднання напірної магістралі Н і порожнини А із зливом. Тиск в гідросистемі падає до зливного і під дією зусилля стиснутих пружин 3 вібростіл 1 і пов'язані з ним деталі і виріб повертаються в початкове положення. Далі клапан-пульсатор 12 закривається і робочий цикл повторюється в автоматичному режимі. Регулюючи тиск спрацювання клапана-пульсатора 12, можна в широких межах регулювати робоче зусилля, частоту і амплітуду коливань вібростола.

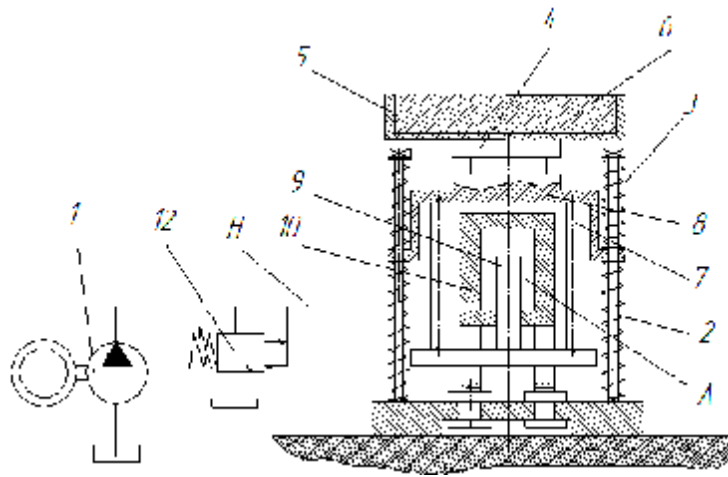


Рисунок – Конструктивна схема віброблоку

Для складання диференціальних рівнянь, що описують динаміку руху рухомих частин віброблоку, розглянемо три основні фази його роботи: фазу підвищення тиску, фази ходів ввєрх та вниз. У початковому положенні гідро-система заповнена робочою рідиною, вага інерційної маси – рухомих частин вібростолу і виробу врівноважена зусиллям стиснення пружин 3. При виведенні диференціальних рівнянь рухів приймаємо наступні припущєння [3, 4]: податливість рідини – величина постійна, $b = \text{const.}$; спрацювання клапана-пульсатора 12 відбувається релейно, тобто за час, який на порядок відрізняється від часу тривалості фаз ходів ввєрх та вниз; при відкритті клапана-пульсатора 12 площа його прохідного перерізу змінюється релейно від 0 до $f_{3л}$; тиск в зливній магістралі за клапаном-пульсатором 12 дорівнює нулю, $p_{3л} \approx 0$; продуктивність насоса – величина постійна, $Q_H = \text{const.}$

Приймаємо наступні умовні позначєння: M – приведєна маса рухомих частин віброблоку; x – їх переміщення; t – поточний час; a – коефіцієнт в'язкого тертя; c – жорсткість пружин стиснення 3; g – прискорєння вільного падіння; F_{nl} – робоча площа плунжєра 9; R_{mp} – сила сухого тертя; p – робочий тиск в порожнині А; $(W_{n1}b_1 + W_1b)(dp/dt)$ – витрата рідини на стиснення в напірних рукавах і робочій камері; W_n і W_1 – відповідно, об'єм рідини, що стискається, в напірних рукавах і робочій камері; b_1 і b – коефіцієнт стиснення – податливість робочої рідини в напірних рукавах і робочій камері, відповідно; $F_{nl}(dx/dt)$ – витрата рідини на переміщення плунжєра 9 (F_{nl} – ефективна робоча площа плунжєра 9); Q_H – продуктивність приводного гідронасоса 1.

З врахуванням прийнятих припущень і позначень розглянемо наступні диференціальні рівняння для реалізації математичної моделі робочого циклу, відповідно до прийнятих вище фаз робочого циклу.

I фаза підвищення тиску в гідросистемі може бути представлена наступним рівнянням:

$$Q_H = (W_H b_1 + W_1 b) \frac{dp_n}{dt} . \quad (1)$$

Розв'язуючи рівняння (1), за початкових умов: $t = 0, p_n = 0$ отримуємо :

$$P_H = \frac{Q_H t}{W_H b_1 + W_1 b} . \quad (2)$$

Початок подальшої другої фази характеризується тиском, при якому починається рух виконавчого органу – плунжера 9 із вібростолом. Цей тиск можна представити виразом :

$$p_{HO} \geq \frac{C y_n + R_{mp}}{F_{nl}} .$$

З рівняння (1) знайдемо час, за який в гідросистемі відбудеться набір тиску до p_{HO} :

$$t_1 = \frac{p_{HO} (W_H b_1 - W_1 b)}{Q_H} = \frac{(C y_n + R_{mp}) (W_H b_1 - W_1 b)}{Q_H F_n} . \quad (3)$$

II фаза ходу вгору плунжера з вібростолом можна представити у вигляді системи наступних диференціальних рівнянь:

$$\begin{cases} M \frac{d^2 y}{dt^2} + a \frac{dy}{dt} + C(y_n + y) + R_{mp} = p_H F_{nl}; \\ Q_H = (W_H b_1 - W_1 b) \frac{dp_n}{dt} + F_{nl} \frac{dy}{dt}. \end{cases} \quad (4), (5)$$

Розв'язуючи рівняння (4), щодо тиску p_n , знаходимо:

$$p_H = [M \frac{d^2 y}{dt^2} + a \frac{dy}{dt} + C(y_n + y) + R_{mp}] / F_{nl}. \quad (6)$$

Диференціюємо вираз (6) за часом:

$$\frac{dp_H}{dt} = \frac{M}{F_{nl}} \frac{d^3 y}{dt^3} + \frac{a}{F_{nl}} \frac{d^2 y}{dt^2} + \frac{C}{F_{nl}} \frac{dy}{dt}. \quad (7)$$

Підставляючи в рівність (5) похідну (7), після перетворень отримуємо наступне диференціальне рівняння руху виконавчого органу – плунжера 9 з вібростолом:

$$a_{01} \frac{d^3 y}{dt^3} + a_{11} \frac{d^2 y}{dt^2} + a_{21} \frac{dy}{dt} = b_1, \quad (8)$$

де:

$$\begin{aligned} a_{01} &= (W_H b_1 - W_1 b) M / F_{nl}; \quad a_{21} = (W_H b_1 - W_1 b) C / F_{nl} + F_{nl}; \\ a_{21} &= (W_H b_1 - W_1 b) a / F_{nl}; \quad b_1 = Q_H. \end{aligned} \quad (9)$$

Для визначення шуканої функції $y(t)$ скористаємося методом перетворення Лапласа [5], при якому не потрібно знаходити загальний інтеграл.

Диференціальне рівняння (8) в операторній формі за початкових умов: $t=0; y=0; dy/dt=0; d^2t/dt^2=0$ має вигляд:

$$a_{01} S^3 Y(S) + a_{11} S^2 Y(S) + a_{21} S Y(S) = b_1 / S. \quad (10)$$

Вирішимо алгебраїчне рівняння (10), щодо невідомої функції :

$$Y(S) = \frac{b_{01}}{a_{01}} Y_1(S), \quad \text{де} \quad Y_1(S) = \frac{1}{S^2 [S^2 + (a_{11}/a_{01})S + a_{12}/a_{01}]}. \quad (11)$$

Вважаємо, що в (11) позначено:

$$n = -\frac{a_{11}}{2a_{01}} \quad k = \sqrt{h^2 - n^2}$$

Після нескладних перетворень, в результаті використання теореми розкладання і знаходження оригіналу за зображенням, відповідно до методу перетворення Лапласа [5], отримуємо наступне загальне розв'язання диференціального рівняння (8):

$$y = \frac{b_1}{a_{01}} [t/(n^2 + k^2) + 2n/(n^2 + k^2)^2 + [e^{nt}/(n^2 + k^2) \{ (n^2 - k^2)/k \sin kt - 2n \cos kt \}]]. \quad (12)$$

Аналіз отриманої залежності (12), з урахуванням вище прийнятих позначень k , n , a_{01} , a_{11} , a_{21} , b_1 показує, що при заданих параметрах гідроприводу і конструктивних елементів віброблоку вузла по ній можна, знайти величину ходу ввєрх інерційної маси, її швидкість, прискорення, а також характер зміни тиску робочої рідини в напірній магістралі.

III фазу ходу вниз, при якій здійснюється опускання рухомої інерційної маси – вібростола вниз під дією зусилля стиснутих пружин, що випрямляються, можна представити у вигляді наступного диференціального рівняння руху:

$$M \frac{d^2 y}{dt^2} + a_0 \left(\frac{dy}{dt} \right)^2 + R_{TP} = C[(y_n + y_{\max}) - y] - p_n^* F_{\Pi\Lambda}, \quad (13)$$

де a_0 – коефіцієнт в'язкого тертя, залежний від квадрату швидкості виконавчого органу; $p_n^* = Dp_{nn} + p_{np}$ – сумарний протитиск, що створюється як протидія плунжеру 9 робочою рідиною, що витісняється ним на злив (тут Dp_{nn} – складова протитиску, що утворюється від перепускання витрати насоса на злив через дросельну щілину клапана другого каскаду $\Delta p_{nn} = Q_n^2 r / 2m^2 f_{3\Lambda}^2$ (m – гідравлічний коефіцієнт витрати рідини через зливну щілину площею прохідного перерізу $f_{3\Lambda}$ клапана-пульсатора 12; r – густина робочої рідини); p_{np} – складова протитиску, що утворюється швидкісним напором при русі рідини на злив при ході плунжєра вниз $\Delta p_{np} = (F_{\Pi\Lambda}^2 r / 2m^2 f_{\text{сл}}^2) (dy/dt)^2$ [3].

Із врахуванням складових p_n^* перепишемо рівняння (13), виконавши необхідні перетворення і вводячи позначення:

$$\frac{d^2 y}{dt^2} + a_{22} \left(\frac{dy}{dt} \right)^2 + a_{23} F(y) = b_2, \quad (14)$$

де:

$$a_{22} = \left(\frac{a_0}{M} + \frac{F_{III}^3 \mathbf{r}}{2m^2 f_{cl}^2 M} \right); a_{23} = \frac{1}{M}; b_2 = -\left(\frac{QF_{III} \mathbf{r}}{2m^2 f_{cl}^2} + R_{TP} \right); F(y) = F_0 - Cy;$$

$$F_0 = C(y_{\max} + y_n). \quad (15)$$

Отримане нелінійне диференціальне рівняння є окремим випадком рівняння Абеля [6], розв'язання якого можливе тільки наближеними способами. При вирішенні цього рівняння були враховані рекомендації стосовно конкретного випадку, відповідно до методики розв'язання подібних рівнянь, приведеної в [4,6]. В результаті ряду складних математичних перетворень отримані наступні остаточні результати.

Тривалість фази ходу плунжера 9 із вібростолом вниз:

$$t = \frac{1}{2a_{22}\sqrt{h_3}} \ln \frac{2\sqrt{h_3(h_1 + h_2 e^{2a_{22}y} + h_3 e^{4a_{22}y} + h_3) + 2h_3 e^{-2a_{22}y} + h_2}}{2\sqrt{h_3(h_1 + h_2 + h_3) + 2h_3 + h_2}}. \quad (16)$$

Розв'язуючи це рівняння відносно y , отримаємо рівняння руху вібростола при ході вниз:

$$y = \frac{1}{2a_{22}} \ln \frac{(b_4 e^{2a_{22}\sqrt{h_3}t} - h_2)^2 - 4h_1 h_3}{4h_3 b_4}. \quad (17)$$

де:

$$h_1 = \frac{a_{22}C}{4a_{12}^2}; h_2 = C_1 - \frac{a_{22}C}{a_{12}^2}; h_3 = b_3 - \frac{3a_{22}C}{4a_{12}^2}; C_1 = -b_3;$$

$$b_3 = \frac{1}{a_{12}} (b_2 - a_{22}F_0 - \frac{a_{22}C}{2a_{23}}); b_4 = 2\sqrt{h_3(h_1 + h_2 + h_3) + 2h_2 + 2h_3}. \quad (18)$$

Рівняння (17) дозволяє з урахуванням граничних умов $y_{вн} = H$ (де H – величина переміщення при ході вниз плунжера 9 із вібростолом) визначити тривалість фази ходу вниз, а також визначити швидкість і прискорення рухомої інерційної маси і характер зміни тиску в робочих порожнинах.

За результатами досліджень розроблено і впроваджено на одному з підприємств ТОВ «Грань» (м. Коростень) віброударну площадку з гідроприводом із вертикально направленими коливаннями, що призначена для формування виробів складної конфігурації із жорстких бетонних сумішей. Вантажопідйомність розробленої віброударної площадки складає 10...20 кН при формуванні бетонних сумішей жорсткістю 40 – 60 с при регульованій частоті 10...40 Гц і амплітуді коливань 0,2...3,0 мм.

Висновки. В результаті проведеного дослідження розроблена методика теоретичного визначення кінематичних і динамічних параметрів віброударної площадки з гідроприводом, автоматично керованим клапаном-пульсатором, який виконує періодичне з'єднання напірної і зливної магістралі з робочою камерою виконавчого плунжерного гідроциліндра, що здійснює зворотно-поступальні переміщення підпружиненої віброплощадки у вертикальному напрямі. Отримані аналітичні залежності дозволяють здійснювати проектні розрахунки при розробці подібних пристроїв.

Список літератури: 1. Вибрации в технике: Справочник. В 6-ти т. / Ред. совет: В. Н. Челомей (пред.). – М.: Машиностроение, 1981. – Т. 4. Вибрационные процессы и машины. Под ред. Э. Э. Лавендела. 1981. – 509 с. 2. Емельяненко Н.Г., Герасименко В.В. Низкочастотная виброплощадка для формования железобетонных изделий // Науковий вісник будівництва. – Вип. 1. – Харьков: ХГТУСА. – 1997. – С. 46 – 49. 3. Гидропривод сваепогружающих и грунтоуплотняющих машин/ М.Е. Иванов, И.Б. Матвеев, И.В. Коц и др. – М.: Машиностроение, 1977. – 174 с. 4. Дослідження робочого процесу гідроімпульсного приводу ковша активної дії / І. В. Коц // Сучасні технології, матеріали і конструкції в будівництві. – 2007. – № 4. – С. 56 – 60. 5. Макаров И. М., Менский Б. М. Таблицы обратных преобразований Лапласа и обратных L-преобразований. Дробно-рациональные изображения. – М.: Высшая школа, 1978. – 318 с. 6. Камке Эрих. Справочник по обыкновенным дифференциальным уравнениям. – М.: Наука, 1976. – 576 с.

Надійшла до редколегії 11.09.08